

ственный металлографический анализ диффузионной зоны, а также определять механические свойства зоны сочетания двух сплавов.

Список литературы: 1. Абрамчук Ф. И. Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных двигателей: автореф. дис. на соискание науч. степени докт. техн. наук: / Ф. И. Абрамчук. - Харьков, 1992. - 20с. 2. Таран Ю. Н. , Мазур В. И. , Капустникова С. В. и др. Новые металлокерамические материалы на основе титана //Металл и литье Украины. К.: Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины, - 1999.-№11-12.- с. 42-46. 3. Теория и практика процессов получения биметаллических и многослойных отливок. - К.: Наукова думка, 1987. - 115 с. 4. Производство биметаллов / [Голованенко С. А. и др.]. - М.: Металлургия, 1986. - 225 с. 5. Композиционное литье - экономичный метод формообразования деталей / [Оболенцев Ф. Д. и др.] - М. : Металлургия, 1992. - 250 с. 6. Чарухина К. Е. Биметаллические соединения. - М. : Металлургия, 1986. - 145 с. 7. Основы технологии производства многослойных металлов/ [Король В.Н. и др.]. - М. : Металлургия, 1986. - 205 с. 8. Coddard D. M. Investment cast composites //Foundry Trade Journal. - 1986. - V.9. № 29. 9. Nagata S., Sakamoto M. Development and application of metal matrix composites from pressure casting // Material and Design. - 1989. - V.10. № 3. 10. Лакедемонский А. В. Биметаллические отливки. - М.: Машиностроение, 1984. - 158 с. 11. Ginilio A. D. Aluminium coating of steel //Modern Casting. - 1988. - V. 92. № 5. 12. Технология диффузионных покрытий /Мельник П. И. - К.: Наукова думка, 1978.- с. 45, 54, 62. 13. Шипко А. А. Перспективные способы поверхностного упрочнения титановых сплавов и сталей при скоростном нагреве //Металловедение и термическая обработка металлов. - 1987. № 10.

Поступила в редколлегию 26.09.2010

УДК 662.75

С.М. РУСАЛИН, канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «УГХТУ»; Днепропетровск
В.Л. ЮШКО, докт. техн. наук, проф., ГВУЗ «УГХТУ»; г. Днепропетровск
В.В. КУЗЬМИНА, аспирант, ГВУЗ «УГХТУ», г. Днепропетровск

СОДЕРЖАТЕЛЬНОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ СОБЫТИЙ В ГИДРАЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ С КАВИТАТОМ И РЕЗОНАТОРОМ

Досліджена гідравлічна система, яка складається з кавітуючої трубки Вентурі та пластинчастого випромінювача. Явища, що відбуваються у системі, яка досліджується, розглянуті та описані як послідовність подій. Виявлені переваги даної кавітаційної системи; визначені основні кількісні та якісні характеристики як основа для побудовання математичної моделі системи, що розроблена.

We investigate the hydraulic system containing kavitiruyuschuyu heat exchanger and plate hydrodynamic radiator. The phenomena occurring in the investigated system are discussed and described as a sequence of events. Identified preymument of the cavitation system identifies the major kollichestvennye and qualitative characteristics as the basis for constructing a mathematical model developed tannoy system.

При течении жидкости в гидравлических системах, содержащих местные сопротивления типа шайб, жиклеров и сужающе-расширяющихся каналов различной формы (в частности, трубки Вентури), при определенных режимах течения возникает кавитация. Последние годы явление кавитации все чаще применяется в производственных процессах с целью их интенсификации, для очистки, эмульги-

рования трудно смешиваемых жидкостей, возбуждения химических реакций в водной среде и т. п. [1- 2, 10-11].

Классическим устройством для порождения и изучения явления кавитации в текущей жидкости и влияния различных факторов на него является трубка Вентури, имеющая сужающуюся часть (конфузор), узкую горловину и расширяющуюся часть (диффузор). Различные аспекты кавитации в трубках Вентури изучались многими исследователями, особенно экспериментально [1-8], однако, даже краткий обзор результатов этих исследований выходил бы за рамки настоящей работы. Предметом наших исследований является гидравлическая система, содержащая кавитирующую трубку Вентури и пластинчатый гидродинамический излучатель.

В гидросистеме, содержащей трубку Вентури, при определенных условиях, как показали исследования [1-4], наблюдаются колебательные режимы. Природа этих колебаний и характерные особенности изложены в работе [1]. Здесь же предложен механизм автоколебаний давления и расхода жидкости в гидравлической системе с кавитирующей трубкой Вентури, обусловленный изменением потерь полного давления на внезапное расширение потока за кавитационной каверной в процессе колебаний. Величина потерь давления зависит от размеров каверны и скорости течения жидкости за каверной, причем с увеличением скорости потери уменьшаются.

Рассмотрим работу гидравлической системы с трубкой Вентури и гидродинамическим излучателем, схема которой см. рис. 1.

В напорном трубопроводе до конфузорной части создается избыточное давление в потоке жидкости. Это давление обеспечивает перемещение жидкости через суживающиеся и расширяющиеся части системы. Увеличение скорости жидкости в узком сечении трубки Вентури вызывает падение местного статического давления. Постепенное увеличение расхода жидкости приводит к понижению давления до критического, равного или близкого к давлению насыщенных паров жидкости, и возникновению кавитации. Кавитация появляется в виде кольцеобразной кавитационной зоны, распространяющейся по мере развития вдоль и в глубь (к оси) потока. При увеличении скорости потока в узкой части трубки кавитационная зона увеличивается внутри потока, в районе максимальных скоростей и образует развитую кавитационную каверну. Таким образом, сопло Вентури является генератором кавитационной каверны. Интенсифицирующее влияние кавитации на технологические процессы максимально проявляются при процессе схлопывания кавитационной каверны. Если подвод энергии превышает рассеивание ее на гидравлических сопротивлениях, то в системе будут наблюдаться колебания с увеличивающейся амплитудой.

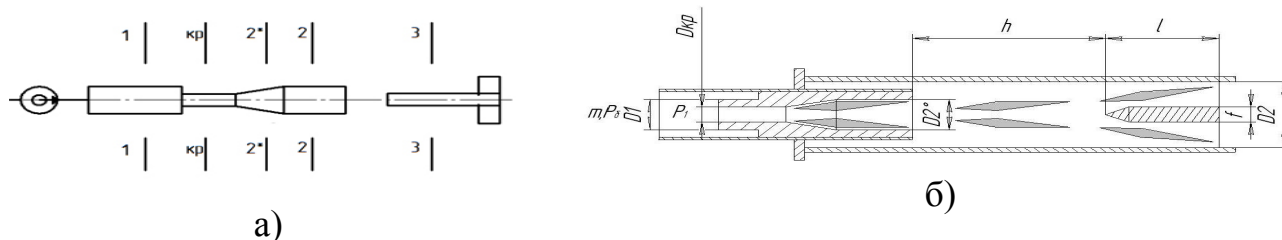


Рис. 1. Расчетная схема гидравлической системы с кавитирующей трубкой Вентури и пластинчатым гидродинамическим излучателем: а – схема сечений, б – расчетная схема с кавернами.

Для интенсификации процесса схлопывания (разрушения) кавитационной каверны авторами предложено использовать явление возникновения акустических волн в турбулентной затопленной струе жидкости при взаимодействии с препятствием определенной формы. Такое явление называется гидродинамическим автоколебательным эффектом [6]. Устройства, преобразующие кинетическую энергию струи жидкости в энергию акустических колебаний, называются гидродинамическими излучателями.

Работа гидродинамического излучателя основана на генерировании возмущений в жидкой среде в виде некоторого поля скоростей и давлений при взаимодействии вытекающей из сопла струи с препятствием определенной формы и размеров, либо при принудительном периодическом прерывании струи. Эти возмущения оказывают обратное действие на основание струи у сопла, способствуя установлению автоколебательного режима. Механизм излучения звука возмущениями может быть различным в зависимости от конструкции гидродинамического излучателя, которая принципиально отличается от конструкции газоструйных излучателей для воздушной среды, хотя гидродинамические излучатели и называют жидкостными свистками [5,6].

Наибольшее распространение получили пластинчатые гидродинамические излучатели, состоящие из погруженных в жидкость сопла см. рис. 2 и заостренной в сторону струи пластинки, которая крепится в узловых точках см. рис. 2,а либо консольно см. рис. 2,б.



Рис. 2. Схема пластинчатого гидродинамического излучателя.

а – пластинка крепится в узловых точках: 1 – сопло; 2 – пластинка; 3 – точки крепления; б – консольное крепление пластинки: 1 – сопло; 2 – пластинка.

Для возбуждения интенсивных колебаний необходимо совпадение частоты собственных колебаний кавитационной каверны и гидродинамического излучателя. При этом возникнет явление резонанса, интенсивно разрушающего большую кавитационную каверну на несколько малых каверн и создающего развитую межфазную поверхность. Это явление, по мнению авторов, приведет к интенсификации схлопывания каверн и увеличению влияния кавитации на технологический процесс. На практике настройка пластины в резонанс с колебаниями за соплом Вентури не представляет особых трудностей и осуществляется регулировкой скорости истечения струи и изменением расстояния между соплом и пластинкой. Пластинчатые гидродинамические излучатели генерируют колебания с частотами $\sim 0,2 \dots 35$ кГц. Излучение акустической энергии при работе пластинчатых гидродинамических излучателей осуществляется в основном за счет колеблющейся

пластинки в направлении, перпендикулярном ее плоскости, с максимумом посредине опор (рис. 2,а) либо вблизи свободного конца (рис. 2,б).

На рис. 1. представлена расчетная схема гидравлической системы с кавитирующей трубкой Вентури и пластинчатым гидродинамическим излучателем.

Для удобства рассмотрения последовательности событий в гидродинамической системе область кавитации гидродинамической системы условно разбита на 6 зон, см. рис.3:

1. Зона сужения.
2. Зона диффузора.
3. Зона между диффузором и узким концом колеблющейся пластинки.
4. Зона колеблющейся пластинки.
5. Зона крепления колеблющейся пластинки.
6. Зона выхода из системы.

Последовательность событий в гидродинамической системе разработчиками представляется следующим образом, см. рис.3.

- Появление отдельных кавитационных пузырьков. Возникновение кавитации и появление отдельных кавитационных пузырьков происходит на входе в цилиндрический участок с $d = d_{кр}$ (зона сужения). Далее наблюдается рост пузырьков и их последующая коалесценция.

- Образование и рост каверны. При фиксированном значении давления P_2 на выходе из трубки происходит рост каверны, длина кавитационной каверны увеличивается, она распространяется на всю длину канала с $d = d_{кр}$, а потом выходит в диффузор генератора колебаний.

- Рост каверны до максимальных размеров. При фиксированном значении давления на выходе из кавитационного генератора колебаний каверна растет до максимума, а затем вся ее диффузорная часть отрывается, после чего тотчас начинает расти новая каверна, а предыдущая сносится вниз по потоку. Сечение отрыва каверны постоянно и соответствует переходу цилиндрического участка генератора с $d = d_{кр}$ в диффузор. Процесс отрыва диффузорной части каверны на определенном режиме происходит строго периодически, т. е. со стабильной частотой в несколько сот герц. Происходит формирование периодически-срывного течения. Отличительной особенностью такого кавитационного течения, как показали проведенные ранее исследования [5,6], являются стабильность частоты отрыва и схлопывания (в потоке, а не на стенке) кавитационной каверны большого объема, образовавшейся в диффузоре. Экспериментально были установлены [5,6] характерные особенности течения в системе «сужение – выходной трубопровод». К этим особенностям относится, прежде всего, отсутствие зависимости частоты колебаний от длины выходного трубопровода за местным сужением, которое указывает на неакустическую природу высокочастотных кавитационных колебаний.

- Каверна сносится далее по потоку. Происходит деформация каверны в зоне резонанса. Происходит рост второй каверны. При отсутствии гидродинамического излучателя после отрыва каверна сносится по потоку, стремясь к центру потока и в зоне повышенного давления захлопывается. Расстояние от зоны отрыва до зоны полного схлопывания при высоких скоростях движения жидкости может быть весьма значительным и достигать 2...10 и более метров. Это приводит к уве-

личению размеров кавитаторов и, зачастую, невозможности их использования для реализации заданных процессов.

- Перемещение первой каверны в зону интенсивных звуковых волн. Разрушение на малые каверны. Перемещение второй каверны в зону отрыва. Образование третьей каверны. Для возбуждения интенсивных колебаний необходимо совпадение частоты собственных колебаний кавитационной каверны и гидродинамического излучателя. При этом возникнет явление резонанса, интенсивно разрушающего большую кавитационную каверну на несколько малых каверн и создающего развитую межфазную поверхность.

- Преобразование малых каверн. Образование сферических пузырьков.
- Схлопывание кавитационных пузырей. Выделение энергии в зоне схлопывания пузырей. Образование волн давления. Волна давления от центра схлопывания распространяется вперед по потоку на довольно большие расстояния, практически не затухая (в экспериментах до 2,0 метров). Волна давления, которая распространяется против потока, демпфируется выросшей к этому моменту новой каверной, о чем свидетельствует отсутствие колебаний на входе в трубку Вентури. Она принимает участие в формировании обратных течений и создает условия для отрыва следующей каверны. Таким образом, устанавливается процесс отрыва и схлопывания каверн, который самосинхронизируется. Волны давления от схлопывания пузырьков взаимодействуют с волнами, порожденными гидродинамическим излучателем и оказывают разрушающее воздействие на большую каверну.

Ранее сделан вывод [1,2] о том, что аномально высокие периодические импульсы давления в жидкости при кавитации в местных сужениях типа трубки Вентури обусловлены режимом периодически-срывной кавитации, при котором формируются, а потом отрываются, сносятся по потоку и захлопываются в центре потока жидкости большие объемы каверны. При схлопывании каверн большого объема в потоке жидкости возникают высокие давления.

Рассмотрим, как происходит изменение давления P в зоне за диффузором. Исследования в [1,6,7] показали, к примеру, если давление на входе в трубку Вентури P_1 составляет 5,0 мПа, то давление на выходе из трубопровода P_2 , при котором возникают максимальные скачки давления составляет $0,3 P_1$, т.е. составляет 1,2 мПа. Скачки давления в зоне диффузора и за ним составляют:

- в сторону высокого давления составляют $P_{2\max} = 1,4 \dots 1,6 P_1$, т.е. составляет около 8,5 мПа. Тут $P_{2\max}$ – максимальное значение давления в импульсе за трубкой Вентури;

- низкое давление составляет около $P_{2\min} = P_1$, т.е. составляет около 1,2 мПа, где $P_{2\min}$ – минимальное значение давления в импульсе.

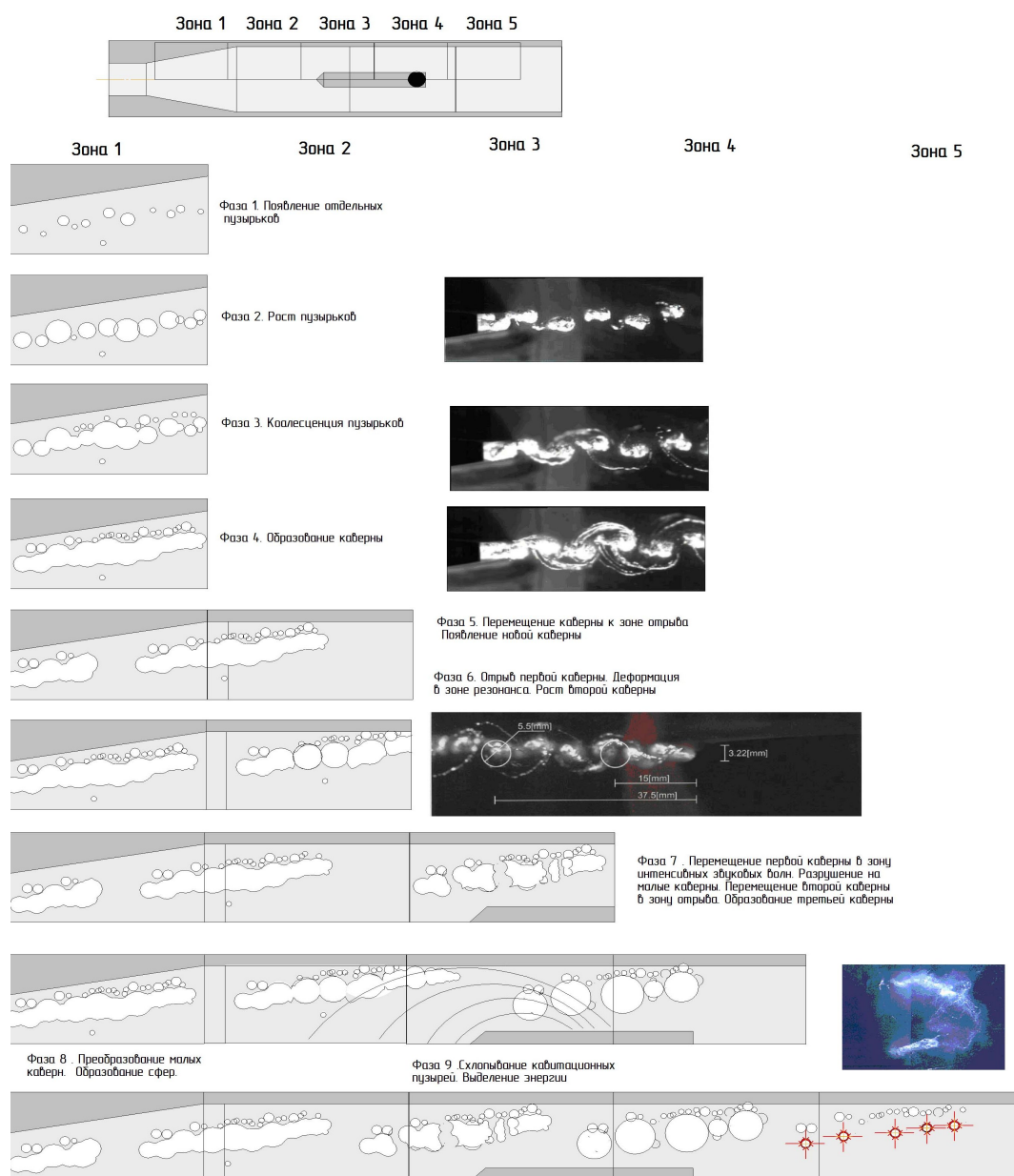


Рис.3. Схема развития кавитации в трубке Вентури с гидродинамическим излучателем

При возникновении таких колебаний вначале давление в объеме жидкости P растёт от 1,2 мПа до $P_{2\max} = 8,5$ мПа, затем уменьшается до $P_1 = 1,2$ мПа и ниже до 0. Далее идет вторая амплитуда падения давления до $P_{2\min} = -0,1$ мПа. Затем начинается рост давления до 0 и далее до 1,2 мПа. Затем цикл повторяется. Измеренная частота колебаний составляет 500 гц. Частота и «двойная амплитуда» высокочастотных кавитационных колебаний определяются формой, геометрическими и режимными параметрами местного сужения. Под «двойной амплитудой», вследствие негармонической формы колебаний, понимается величина $\Delta P_2 = P_{2\max} - P_{2\min}$.

Количественными характеристиками процессов отрыва каверн являются f – частота отрыва кавитационной каверны и f_1 – частота схлопывания каверны с образованием волн высокого давления. Очевидно, что если в гидродинамической системе отсутствует гидродинамический излучатель, то $f = f_1$. Если в системе установлен гидродинамический излучатель, то большая каверна будет разделена при

помощи звуковых волн на несколько малых каверн, значит зон схлопывания и, соответственно, зон выделения энергии будет в несколько раз больше, т.е. $f = f_1 / n$, где $n = 2 \dots 10$ (предположительно). Также, предполагается, произойдет значительное уменьшение длины выходного трубопровода, так как для схлопывания малых каверн необходим значительно меньший путь и меньшее время.

Представление явлений в гидравлической системе с кавитирующей трубкой Вентури и гидродинамическим излучателем в виде последовательности событий позволяет упростить процедуру построения математической модели и последующего создания методики расчета усовершенствованных кавитационных агрегатов.

Наиболее представительные экспериментальные исследования и математическое описание для гидравлической системы с кавитирующей трубкой Вентури выполнены в Институте технической механики НАН Украины [1, 5-8]. Ниже в описаниях процессов в зоне трубки Вентури будем базироваться на этих исследованиях.

С целью получения наглядных результатов при разработке математической модели кавитационных колебаний *приняты следующие основные допущения*: давление в каверне постоянно и равно p_k (паровая кавитация, время установления термодинамического равновесия существенно меньше периода колебаний), унос паровой фазы из каверны отсутствует, жидкость несжимаемая, а стенки трубопровода абсолютно жесткие.

При разработке трубы Вентури необходимо, чтобы значение отношения диаметра выходного сечения диффузора к диаметру критического сечения $d_2 / d_{кр}$ находилось в диапазоне $3 \dots 7$.

Для реализации течения, при котором возникают высокие амплитуды колебаний давления в трубопроводе за трубкой Вентури необходимо, чтобы угол раскрытия диффузора был $\beta > 15^\circ$. Наиболее рациональный угол раскрытия диффузора был $\beta = 20 \div 30^\circ$.

При таких геометрических соотношениях, в зависимости от угла раскрытия диффузора, режим периодически-срывной кавитации может реализоваться при отношении давления на выходе из трубки к давлению на входе в нее в диапазоне значений $0,02-0,80$. Т.е. если давление на выходе из кавитационной системы P_2 находится в диапазоне $0,1 \div 0,2$ МПа, то давление на входе в кавитационную систему должно составлять $0,12 \dots 10$ МПа.

Природа этих частот аналогична частотам срыва вихрей при отрывном обтекании цилиндра в нормальном к его оси направлении, которые получили название струхалевых частот колебаний жидкости и для гидравлической системы с трубкой Вентури определяются следующим образом [1]:

$$f = Sh_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_s)}{\rho_{ж}}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{r_{кр} \left(\sqrt{\frac{\mu}{1 - \sqrt{1 - \tau}}} - 1 \right)}, \quad (1)$$

где Sh_m – модифицированное число Струхала;

P_1 и P_s – давление на входе в трубку Вентури и в кавитационной плоскости соответственно;

$r_{кр}, \mu$ – радиус критического сечения в и коэффициент расхода трубки Вентури соответственно;

τ – параметр кавитации, определяемый как отношение давлений на выходе P_2 к давлению на входе P_1 в трубку Вентури;

β – угол раскрытия диффузора.

Модифицированное число Струхала Sh_m определится из графика (рис. 4). Диапазон измерения – 0,2...0,3.

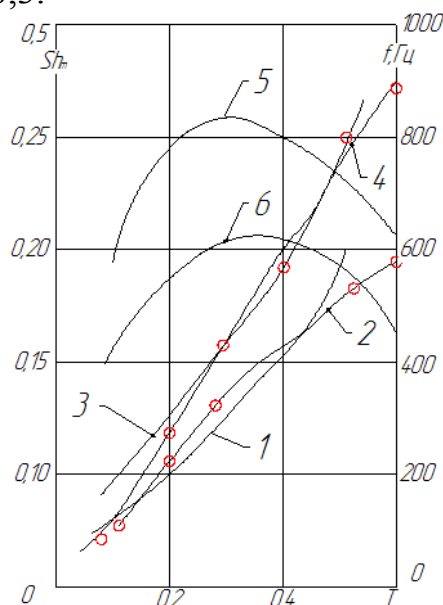


Рис. 4. Экспериментальные (кривые 2,4) и теоретические (кривые 1,3) зависимости частот кавитационных колебаний и модифицированного числа Струхала (кривые 5,6) от параметра кавитации (1, 2, 5 – $\beta=20^\circ$; 3, 4, 6 – $\beta=30^\circ$).

Закономерности, описывающие систему с гидродинамическим излучателем. При натекании на пластинку потока жидкости в ней возбуждаются изгибные колебания, основная собственная частота которых:

$$f_{PL} = \left(\frac{\alpha \cdot t}{l^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (2)$$

где α – коэффициент пропорциональности, зависящий от способа крепления пластинки;

l – длина пластинки;

t – толщина;

E – модуль упругости;

ρ – плотность материала, из которого изготовлена пластинка.

Если все перечисленные величины выражены в единицах системы СГС, то при креплении пластинки в двух узлах $\alpha=2,82$, а консольно $\alpha=0,162$.

Наличие присоединенной массы несколько снижает значение f_{PL} и в натекающей струе возникают автоколебания с частотой:

$$f_c = \frac{k \cdot v}{h}, \quad (3)$$

где v - скорость струи;

h - расстояние между соплом и пластинкой;

k - коэффициент пропорциональности, зависящий от ζ и h .

Вышеприведенные элементы математического описания могут быть положены в основу разработки математической модели и методики расчета гидравлической системы с кавитирующей трубкой Вентури и пластинчатым гидродинамическим излучателем. Представляется возможным увязать следующие показатели (характеристики):

- геометрические характеристики трубки Вентури и гидродинамического излучателя;
- характеристики, описывающие вещества и материалы, участвующие в процессе;
- режимно-технологические характеристики трубки Вентури и гидродинамического излучателя;
- критерии, описывающие процесс.

Список литературы: 1. *Пилипенко В.В.* Кавитационные автоколебания. – Киев: Наукова думка, 1989. – 316 с. 2. *Жулай Ю.А.* Гидродинамическая кавитация в промышленных технологиях // Геотехническая механика. Межведомственный сборник научных трудов, №64. – Днепропетровск, 2006 – С. 142-149. 3. *Арзуманов З.С.* Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. – М.: Энергия, 1978. – 303 с. 4. *Кнэпп Р., Жейли Дж., Хеммит Ф.* Кавитация: Пер. с англ. Э.А.Ашратова – М.: Мир, 1974. – с.688. 5. *Pilipenko V.V., Man'ko I. K., Zadontsev V.A.* Cavitation self-oscillations intensify technological processes // Proceedings of a Fluid Dynamics Panel Workshop. Kiev, Ukraine. Report 827, 1998, – P.32-1–32-4. 6. *Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Манько И.К., Довготько Н.И.* О высокочастотных колебаниях в гидравлической системе за кавитирующей трубкой Вентури. // Кавитационные автоколебания в насосных системах. Часть 2. – Киев: Наукова думка, 1976. – С. 104-113. 7. *Манько И.К.* Визуальные исследования кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с прозрачной трубкой Вентури // Кавитационные автоколебания в насосных системах. ч. 2. – Киев: Наукова думка, 1976. – С.113-118. 8. Справочник нефтепереработчика / Под ред. Г. А. Ластовкина, Е. Д. Радченко, М. Г. Рудина. – Л.: Химия, 1986. – 648 с. 9. Жидкие углеводороды и нефтепродукты / Под ред. М.И.Шахпаронова и Л.П.Филиппова. – М.: Изд. МГУ, 1989. – 193с. 10. *Куручкин А.К.* Исследование влияния ультразвука на интенсификацию некоторых нефтетеchnологических процессов. Дис...канд. техн. наук: 05.17.07. – Уфа, 1981. – 207 с. 11. *Иванов А.Н.* Гидродинамика развитых кавитационных течений. – Л.: Судостроение, 1980. – 237 с.

Поступила в редколлегию 06.09.2010

УДК 621.73.043.002

В.К. ЛОБАНОВ, д-р техн. наук, проф., ГП «Завод имени Малышева»

Г.И. ПАШКОВА, канд. техн. наук, нач. лаборатории, ГП «Завод имени Малышева», г. Харьков

Т.Н. КОВШАНОВА, студентка, НТУ «ХПИ».